

**Erteilt auf Grund des Ersten Überleitungsgesetzes vom 8. Juli 1949  
(VGBL S. 179)**

**BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND**



AUSGEgeben AM  
6. NOVEMBER 1952

**DEUTSCHES PATENTAMT**

**PATENTSCHRIFT**

**Nr. 854 604**

**KLASSE 46f GRUPPE 10**

*M 974 I a / 46f*

**Christjan Schörner, Augsburg**  
ist als Erfinder genannt worden

**Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg Aktiengesellschaft, Augsburg**

**Laufrad für axialdurchströmte Kreiselradmaschinen,  
insbesondere Gasturbinen**

Patentiert im Gebiet der Bundesrepublik Deutschland vom 18. Juni 1943 an  
Der Zeitraum vom 8. Mai 1945 bis einschließlich 7. Mai 1950 wird auf die Patentdauer nicht angerechnet  
(Ges. v. 15. 7. 51)

Patentanmeldung bekanntgemacht am 24. Januar 1952  
Patenteilung bekanntgemacht am 4. September 1952

Die Erfindung befaßt sich mit hochbeanspruchten Laufschäifen mit Mittelbohrung für axial beanspruchte Kreiselradmaschinen, insbesondere Gasturbinen mit hohen Betriebstemperaturen in Leichtbauweise. Namentlich bei Gestaltung ohne Kühlung des Rades und der Schaufelung ist wegen der beschränkten Warmfestigkeit der für diese Verhältnisse noch geeigneten Werkstoffe, z. B. hochlegierte Stähle oder Keramik, die zulässige Umfangsgeschwindigkeit der an der Radscheibe befestigten Laufschauflung für einen gegebenen Gasdurchsatz und damit das Stufengefälle begrenzt. Für die Verarbeitung eines gegebenen Wärmegefälles ist aber ein geringer Bauaufwand, d. h. eine geringe Stufen-

zahl mit möglichst hoher Umfangsgeschwindigkeit, erwünscht, und zwar in Leichtbauweise, weil gerade dann diese Strömungsmaschinen mit hoher Bauteiltemperatur um so schneller und sicherer die Betriebsbedingungen ändern können. Es ist Aufgabe der Erfindung, solche Laufräder mit großer Mittelbohrung zu beherrschen, wodurch auch bei großer Stufenzahl pro Welle eine genügend hoch liegende biegekritische Drehzahl erreicht werden kann.

Nach der Erfindung wird der Scheibenkörper aus zwei zur Scheibenmittelebene symmetrischen Tellerköpfen zusammengesetzt, die am Kranz zusammenhängen können und an den Nabenenden, d. h. am Tellerinnenrand, axial belastet werden, wodurch an

2

## 854 604

dieser Stelle die von der Fliehkraftwirkung herührenden, für die Werkstoffausnutzung maßgebenden Spannungsverhältnisse verbessert werden. Die Lebensdauer und Belastbarkeit der Stufe ist bei 5 Laufradscheiben mit Mittelbohrung aus einem Werkstoff von gegebener Warmfestigkeit maßgebend von der Tangentialspannung am Innenrand bestimmt. Ein gewisser Abbau dieser Spannung ist gerade bei Leichtbauweise und den vielfach vorkommenden verhältnismäßig großen Mittelbohrungen infolge der gewünschten Schnellläufigkeit und Steifigkeit der Welle trotz großer Stufenzahl von großer Bedeutung für die betriebsseichere Gestaltung.

Es ist hierbei von der Tatsache auszugehen, daß 15 an Tellerfedern, das sind kegelige Schalen mit Mittelbohrung, mit gleichmäßiger, am Umfang der Ränder verteilter Axialbelastung bei gewisser Formgebung und Auslegung ein ähnlicher Spannungsverlauf mit negativen Vorzeichen der Scheibe entsteht, 20 wie er durch die Fliehkraft in der Scheibe zustande kommt. Durch geeignete Benennung der an den Nabeneinden gegen die Radmittelebene wirkenden Schubbelastung kann also ein mehr oder weniger großer Abbau der hohen Tangentialspannungen am Scheibeninnenrande erreicht werden, wenn man die Scheibe durch eine genügend große Hinterdrehung in der Nabenzentrale federungsfähig nach Art zweier an den großen Rändern aneinandergelegter kegeliger Teller macht. Ist die Schaufelung an einem einzigen 25 Scheibenkranz angeordnet, so sind die Kegelteller etwa auf halbem Durchmesser zu einem Kranz vereinigt. Bei Anordnungen, bei denen die Schaufeln zwischen den Rändern von zwei Tragscheiben längs einer Ringnut gefaßt werden oder zwischen deren 30 kegeligen Sitzflächen eingeklemmt sind, ist lediglich die Form dieser Tragscheiben im Sinne solcher kegeleriger Tellerfedern festzulegen.

Die Einleitung des Nabennachsenschubes kann 35 durch einfache axiale Verspannung über Bunde und Muttern, auch unter Zwischenschaltung von Federn erfolgen. Man wird aber gleichzeitig unter Gewährleistung der Erhaltung der Mittigkeit der Scheiben eine möglichst weitgehende Dehnungsmöglichkeit sicherstellen, um so mehr, als die Dehnung der Bauteile (Scheibe, Welle usw.) im Betrieb, abhängig von ihren verschiedenen Betriebstemperaturen, die gar nicht von vornherein so genau festgelegt werden können, und namentlich durch ihre werkstoffbedingten eigenen spezifischen Längsdehnungen recht verschieden sein kann. Durch die bekannte Kühlung der Welle, die bei großer Stufenzahl für die Begrenzung der kritischen Drehzahl durch den hohen Elastizitätsmodul manche Vorteile bringen mag, kann die Welle die Wirkung eines vorgespannten Zugankers bekommen, aber alle möglichen Bedarfsfälle können durch die Kühlhaltung der Welle allein nicht in befriedigender Weise gelöst werden. Man kann auch den Wärmezufluß von den heißen Scheiben zur tragenden Welle, der ja hauptsächlich durch Wärmestrahlung erfolgt, durch Anwendung entsprechender Oberflächenbehandlung, Zwischenschaltung von Strahlungsschirmen usw. abdämmen. Auch das Anfahren und Abstellen sowie eine möglichst schnelle Ände-

rung der Betriebsbelastung erfordert eine weitgehende wärmeelastische Bauweise, wobei das Zusammensetzen des Längs aus kleinen Bauelementen Vorteile bringt. Verwendet man für Gasturbinen mit hoher Betriebstemperatur ohne besondere Bauteilkühlung am Läufer keramische Werkstoffe wegen ihrer verhältnismäßig günstigen Warmfestigkeit, so setzt dies Maßnahmen voraus, die trotz der geringen spezifischen Dehnfähigkeit dieser Scheiben gegenüber der durchgehenden Stahlwelle jedes Lockerwerden im Betrieb verhindern. Die bekannte Anordnung von radialen Keilen zur Erhaltung der Mittigkeit mag bei kleinen Dehnungsunterschieden genügen, die Beilage federnder Glieder, z. B. Federn, federnde Scheiben, ist auch hier auf alle Fälle empfehlenswert.

Soll außerdem die Tellerfederwirkung auf die Scheibe erfolgen, so sind im allgemeinen für die Schuberzeugung sehr kräftige Federn erforderlich. Diese sind aber bei vielstufigen Gasturbinen für hohe Treibgastemperaturen, jedoch ohne besondere Bauteilkühlung, selten baulich so günstig anzutragen, daß ihre federnde Eigenschaft unter allen Umständen nicht unter der Betriebswärme leidet; auch die Überwachung dieser Federn im Betrieb dürfte nicht ganz einfach sein. Es wird daher in weiterer Ausbildung der Erfindung an Stelle der Verwendung solcher Federlemente und der üblichen Radialkeile an ebenen Bunden die Radnabe auf gegeneinandergerichteten Kegelflächen der durch die Scheibenbohrung durchgeföhrten Welle aufgesetzt. Unter Benutzung der Tatsache, daß beim Verschrauben von Teilen verschiedener Wärmedehnung Bolzen mit kegeligen Sitzflächen geeignet sind, bei denen die Kegelspitze in der Berührfläche der beiden Teile liegt, wobei für die Erreichung einer zusätzlichen Verspannung durch Erwärmung ein etwas flacherer Kegelwinkel nötig ist, kann man bei Anwendung dieser Kegel für die Befestigung der Laufradscheiben auf der durchgehenden Welle, diesen bezojen auf die Mittelebene des meist symmetrischen Radprofils, eine ähnliche Flächenneigung geben. Man erreicht also damit, daß beim Warmwerden im Betrieb, d. h. bei Abnahme der zulässigen Werkstoffanstrengung und beim Größerwerden der Scheibenspannung infolge der Fliehkraftwirkung automatisch über die Sitzkegel unter Erhaltung der Mittigkeit der Scheiben und ohne jedes Lockern der Axialschub auf die Nabeneinden auftritt, der die Spannungsverhältnisse der Scheibenmitte verbessert. Die flachen Kegelsitze der Scheiben ergeben bei Betriebswärme zwar auch eine Komponente auf die Scheibennabe, die radial nach außen geht, deren Betrag aber durch die Reibung in der Sitzfläche von Scheibe und Welle nicht besonders ins Gewicht fällt. Sollte dieser Einfluß jedoch nicht wünschenswert für die Festigkeitsverhältnisse hochbeanspruchter Scheiben sein, so können diese durch Hinterdrücken der Nabe außerhalb dieses Kegelsitzes weitgehend davon entlastet werden unter Inkraftnahme einer örtlichen Spannungserhöhung in dem entsprechenden Ringsatz. Nennenswerte Einflüsse auf die Zulässigkeit der Mittighaltung der Scheibe im Betrieb durch die

BEST AVAILABLE COPY

## 854 604

3

Kegelflächen, hervorrend von den neben den Wärmeausdehnungen noch auftretenden Spannungsdehnungen an der Scheibennähe, sind nicht vorhanden, da durch die Überlagerung der Tellerfederwicklung auf 5 die Fließkraftspannungszustände in der Scheibe die wirksamen Spannungen verhältnismäßig klein bleiben und keine Formänderung von Bedeutung bewirken können.

Es ist dabei zweckmäßig, die Kegelringe so auszubilden, daß die Wärmeleitwege von Anfang und Ende der Berührfläche der Scheibe zur Sitzfläche des Ringes auf der kälteren Welle möglichst gleich lang sind (vgl. Hinterdrehung am Ring 5<sup>a</sup> der Abb. 1 und 2). Man kann diese Hinterdrehung so bemessen, daß im Restquerschnitt über die Streckgrenze hinaus überschritten wird und durch die entstehende Verformung Brüche einzelner Keramikscheiben oder eine Havarie aller Stufen vermieden werden. Die durch die gegebene Bauvorschrift ermöglichte Verbindung von elastisch ausgebildeten Stahlteilen mit den ihrer Werkstoffnatur nach spröden Keramikbauteilen gestattet also eine gewisse Ausweichversetzung und erhöht damit indirekt die Betriebssicherheit.

Eine weitere Gestaltungsmöglichkeit besteht darin, die hinterdrehte Nabe der Turbinenscheibe in Kegelsitzern der Welle zu fassen, deren Kegelspitzen in der Scheibenmittellebene liegen, die daher auch keine Kräfte auf die Scheibennähe übertragen können, aber außerdem dazu praktisch senkrechte Kegelflächen (fest an der Welle oder Teilen von ihr) anzuordnen, die, nach Überbrückung eines gewissen Einkauspiels durch die Betriebswärme zur Anlage mit der Scheibennähe gekommen, einen Schub auf die Nahenden ausüben können, wobei infolge der Neigung sogar eine Komponente in Richtung der Scheibenbohrung auftreten wird.

In der Zeichnung sind mehrere Ausführungsbeispiele von Turbinenlaufräder nach der Erfindung dargestellt, und zwar zeigt

Fig. 1 einen Längsschnitt durch einen dreistufigen Läufer mit Kegelflächensitz, der gleichzeitig zur Mittighaltung der Scheiben und zur Erzeugung des Nabenschubes dient.

Fig. 2 einen Längsschnitt durch einen dreistufigen Läufer mit Kegelflächensitz zur Mittighaltung der Scheiben und getrennten Anschlagkegelflächen zur Übertragung des Nabenschubes,

Fig. 3 einen Längsschnitt durch einen dreistufigen Läufer, bei welchem die Kegelfläche für die Mittighaltung der Scheiben und für die Erzeugung des Nabenschubes auf einem Ring vereinigt sind und

Fig. 4 einen Längsschnitt durch einen einstufigen Läufer mit getrennten Scheibenhälften, die in einer Ringnut zwischen sich die Schaufeln aufnehmen.

Die Laufscheibenform ist bei den Ausführungen nach den Fig. 1 bis 3 in der Nabennmitte sehr stark hinterdreht, so daß die zu beiden Seiten der Radmittellebene entstehenden Querschnittsverläufe des Radprofils tellerartigen Charakter erhalten. Diese Hinterdrehung verringert die starke Querschnittsanhäufung in der Nabengegend bei hochbeanspruchten Scheiben, erleichtert also schnellere Wechsel des

Wärmezustandes und ist besonders als keramische Brennform leicht und mit gleichmäßiger Baustoffgüte herzustellen. Bei der Festlegung der Form ist, wie schon erwähnt, die Eigenart dieser Tellerfedern zu berücksichtigen und eine stark durchgewölbte Kegelform zu wählen, welche bei der Verformung durch Axialdruck an den Rändern in der Hauptsache Druckspannungen in radialer und in Umlängrichtung aufweist.

Der Nabenschub erfolgt bei der Ausführung nach der Fig. 1 über die entweder auf der Welle festen Kegelsitzflächen 4 oder über die aufgeschobenen Doppelkegeltringe 5, wobei deren Neigung flacher als dem Kegel OA entsprechend ist und mit zunehmender Betriebswärme eine zunehmenden Nabenschub bedingt. Die dabei entstehende Komponente nach außen wird entweder für die Laufradscheibe als erträglich erachtet (namentlich unter Berücksichtigung der auftretenden Reibungskräfte), oder sie kann durch eine axiale Eindrehung 6 außerhalb des Kegelsitzes von der eigentlich tragenden Scheibe ferngehalten werden. In der Fig. 1 ist bei den Scheiben 2<sup>a</sup>, 2<sup>c</sup> auch noch eine Möglichkeit angedeutet, den Nabenschub durch die Längsdehnung eines zwischenliegenden Ringes 7 aus einem Werkstoff höherer spezifischer Wärmeausdehnung zu erzeugen; der Ring wird dabei am einfachsten gleich in die Hinterdrehung 6 eingelegt. In diesem Fall braucht der Kegelsitz sich nicht mehr an der Schuberzeugung zu beteiligen, er wird nur mehr der Zentrierung dienen und deshalb seinen Mittelpunkt im Durchstoßpunkt o der Welle durch die Scheibenmittellebene haben.

Bei Fig. 2 handelt es sich um einen Läufer gleichen Aufbaues, nur daß hier in Abänderung zu der oben geschilderten Bauart die von der Mittighaltung getrennte Nabenschuberzeugung durch eine besondere Kegelfläche 8 erfolgt, deren Normale eine Komponente nach der Turbinenscheibenmitte zu hat. Diese Kegelflächen treten aber erst nach Überbrückung eines gewissen Spiegels, d. h. nach Erreichung einer gewissen Betriebswärme des Läufers, in Wirksamkeit. Diese als Nabenschubwiderräger (entweder zu zweien an Zwischenringen 9 oder einzeln an auf der Welle abgestützten Ringen 10 angeordnet) dienende Kegelflächen sind praktisch senkrecht zu den für die Mittighaltung vorgesehenen Kegelsitzflächen 4, 5 gerichtet, deren Erzeugende im schon erwähnten Punkt o zusammenlaufen.

Wie Fig. 3 zeigt, können die Kegel für die Mittighaltung und diejenigen für den Nabenschub auch an einem Ring 9<sup>a</sup> bzw. 10<sup>a</sup> vereinigt sein. Zur Übertragung des Drehmomentes sind in allen drei Fällen an den Stirnseiten der Nabeklauen 11 vorgesehen. Das Drehmoment einer Stufengruppe wird jeweils an den Bünden bzw. Muttern auf die Turbinenwelle übergeleitet.

Die Erfindung ist auch anwendbar bei Läufern, bei denen die Laufschaufelung in je einer Ringnut von zwei Tragscheiben gelagert wird. Hier ist die absolute Vermeidung jedes Lockerns im kalten und warmen Zustand eine Notwendigkeit für die Betriebssicherheit solcher Bauarten. Fig. 4 zeigt als

BEST AVAILABLE COPY

## 854 604

4

Beispiel einen einstufigen Läufer dieser Art. Danach wird die Schaufelung 12 von zwei Tragscheiben 13<sup>a</sup> und 13<sup>b</sup> seitlich gefaßt, die sich über die kegelflächigen Ringe 14 auf der Welle 15 abstützen. Die Ringe 14 besitzen außerdem nach Art von Kegelräder Zähne 16 zur Aufnahme des Drehmomentes, welche in Lücken 17 der erweiterten Nabe der Tragscheibe eingreifen. Über eine Stirnflächenverzahnung geht das Drehmoment von dem Kegelsitzring 14 über den aufgeschrumpften Bund 18 oder auf der anderen Seite über die Mutternbeilage 19 und Mutter 20 auf die Welle 15 über. Die erwähnten Kegelflächen dienen nur zum Mittighalten. Ihre Kegelspitze liegt daher in der Symmetrieebene des Läufers. Der Bund 18 bzw. die Mutternbeilage 19 weist ferner als Nabenschubwiderlager je eine weitere Kegelfläche 21 auf, an die sich die Nabentrimmenden bei Erreichung einer gewissen Erwärmung anlegen und bei weiterer Erwärmung in zunehmendem Maße eine axiale Schubbelastung erhalten. Zur Entlastung des Kranzkopfes bei den Tragscheiben 13<sup>a</sup> und 13<sup>b</sup> vom Biegenmoment der Achskomponente des an den kegeligen Anlageflächen wirksamen Schaufelzuges sind nach beiden Seiten der Tragscheiben noch in bekannter Weise die Stützscheiben 22 angeordnet, welche die Klemmverbindung am Schaufelfuß zusätzlich axial zusammendrücken soll. Diese Kräfte werden wieder in Kegelflächen 23 erzeugt, welche ebenfalls auf dem Bund 18 bzw. auf der Mutternbeilage 19 angeordnet sind und eine oben schon öfter erwähnte flachere Neigung besitzen, um beim Auftreten von Dehnungsunterschieden im Betrieb axiale Schubkräfte ausüben zu können.

Eine gewisse Ungenauigkeit bei der Herstellung der Teile und der Spiele kann zwar Abweichungen von der beabsichtigten Schubgröße zur Folge haben, es bedingt aber namentlich bei Herstellung der Laufscheiben aus keramischen Werkstoffen eine Überschreitung des Schubes nur eine Verlagerung der resultierenden Spannungen aus Fließkraftwirkung und Nabenschub in das Gebiet der Druckspannungen, worin gerade die keramischen Werkstoffe verhältnismäßig unempfindlich sind.

Es ist schließlich noch von besonderem Wert, daß durch die axiale Verspannung der verschiedenen Scheibennaben auf der Welle eine erhebliche Steigerung der Wellensteifigkeit eintritt, so daß die biegekritische Drehzahl des Läufers günstig beeinflußt wird.

Die im Sinne einer erhöhten Beweglichkeit des Kegelsitzes wirkende Unterbrechung der kegeligen Sitzflächen durch Rillen ist geeignet, die unmittelbare Übertragung des jeweiligen Stufendrehmomentes vom Rad auf die Welle in einfacher Weise zu bewerkstelligen. Es brauchen nur in jedem sich an der Kegelfläche zentrierenden Bauteil einander gegenüberliegende Rillen mit einer Tiefe ungefähr gleich dem halben Kugeldurchmesser und in ent-

sprechender Neigung eingearbeitet zu werden, so daß die eingelegten Kugeln nach Art des bekannten Radiax- oder Ringrillenwälzlagern ein gewisses Drehmoment übertragen können, wobei der Wegfall der Klauen außerdem eine Verkürzung der axialen Stufenbaulänge bewirken kann.

## PATENTANSPRACHE:

1. Laufrad für axial durchströmte Kreiselmaschinen, insbesondere Gasturbinen, das aus zwei tellerfederartigen Hälften besteht, dadurch gekennzeichnet, daß die Innenseiten der tellerfederartigen Scheibenhälfte unter einer am Umfang gleichmäßig verteilten Axialbelastung zur Scheibenmitte hin stehen, durch die die Flehkräfte im Betrieb ganz oder teilweise ausgeglichen werden.

2. Laufrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Tellerhälften so ausgebildet sind, daß vorzugsweise Druckspannungen in ihnen bei Verformung durch die zusätzliche Schubbelastung der Nabendenden ausgelöst werden.

3. Laufrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß dieser Nabenschub auf die Spreizform des Radkörpers durch Federglieder erfolgt.

4. Laufrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Nabenschub durch die Wärmedehnung im Betrieb von axial zwischengeschalteten Ringen oder Zwischengliedern aus sich in der Wärme besonders stark dehnendem Werkstoff erfolgt.

5. Laufrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Nabenschub durch Wärmedehnungsunterschiede an kegeligen Sitzflächen der Radnabe auf der Welle oder Teilen von ihr entsteht, wobei die Erzeugenden der Kegelsitzflächen eine flachere Neigung haben als die bekannten Kegelsitzflächen zur Mittighaltung von Scheiben auf Wellen, deren Erzeugende in der Radkörpermittellinie zusammenlaufen würden.

6. Laufrad nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß bei Anordnung zweier Tragscheiben für einen Schaufelkranz diese als Tellerringe mit vorwiegend Druckspannungen bei Verformung durch die gleichmäßig verteilte, am Innenrand gegen Radmitte wirksame Schubbelastung ausgebildet sind.

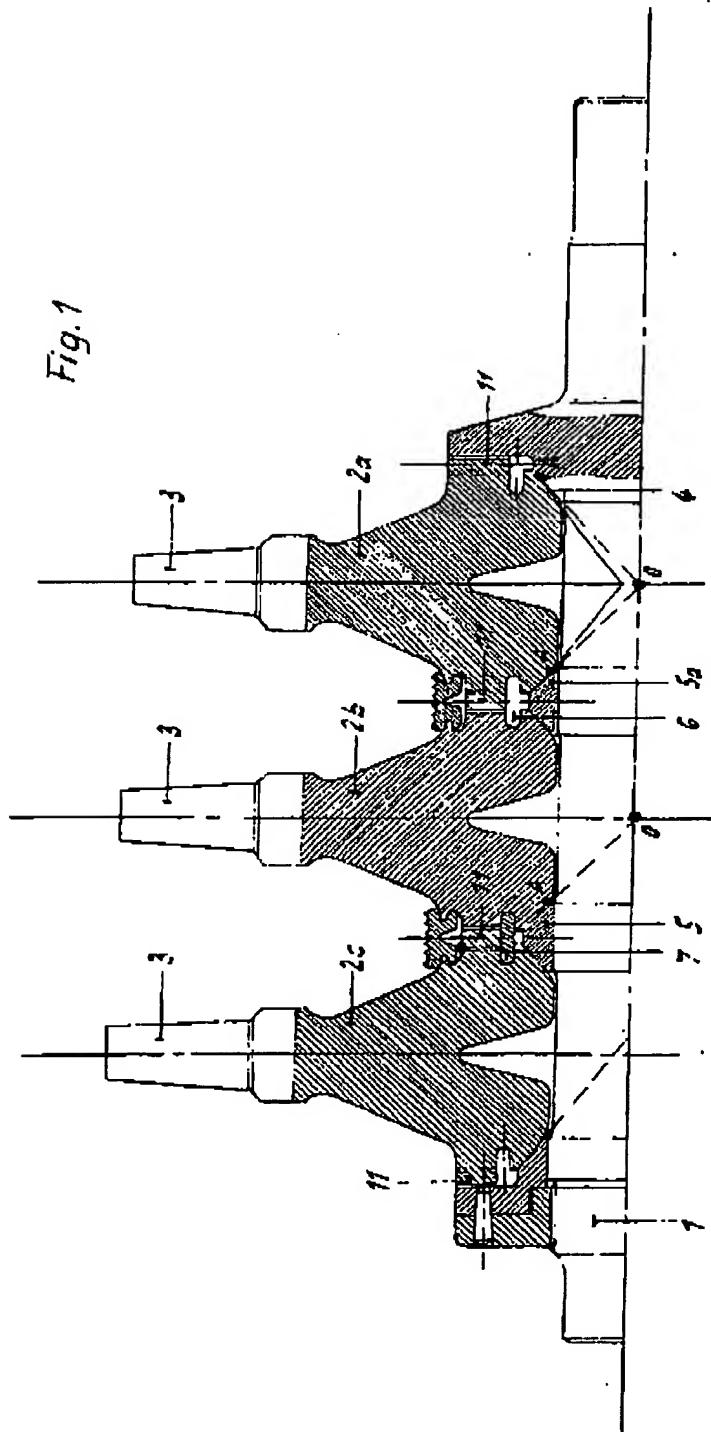
7. Laufrad nach Anspruch 1 und 6, dadurch gekennzeichnet, daß bei Anordnung von seitlichen Stützscheiben diese ebenfalls in Kegelform mit axialem Schubbelastung ausgebildet sind.

Angezogene Druckschriften:  
Deutsche Patentschriften Nr. 698 833, 287 964.

Hierzu 2 Blatt Zeichnungen

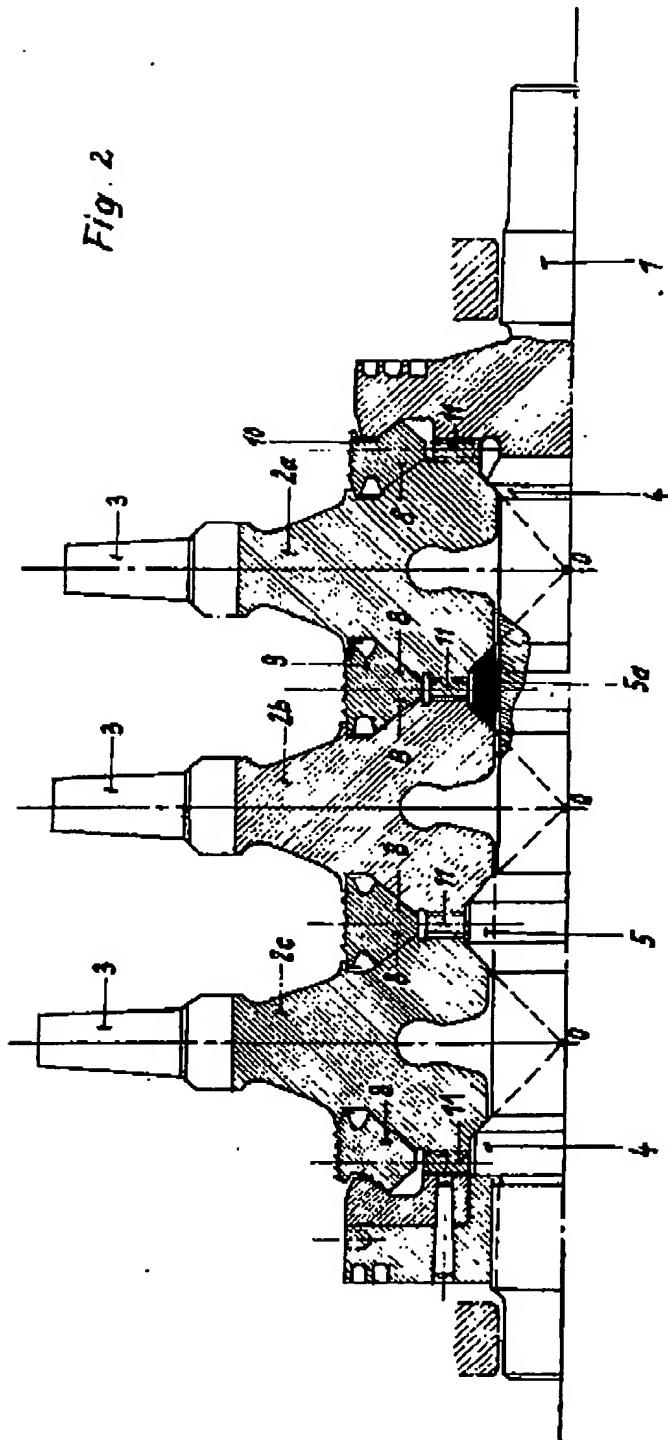
Zu der Patentschrift 854 604  
Kl. 46 f Gr. 10

Fig. 1



Zu der Patentschrift 854 604  
Kl. 46 f Gr. 10  
Blatt I

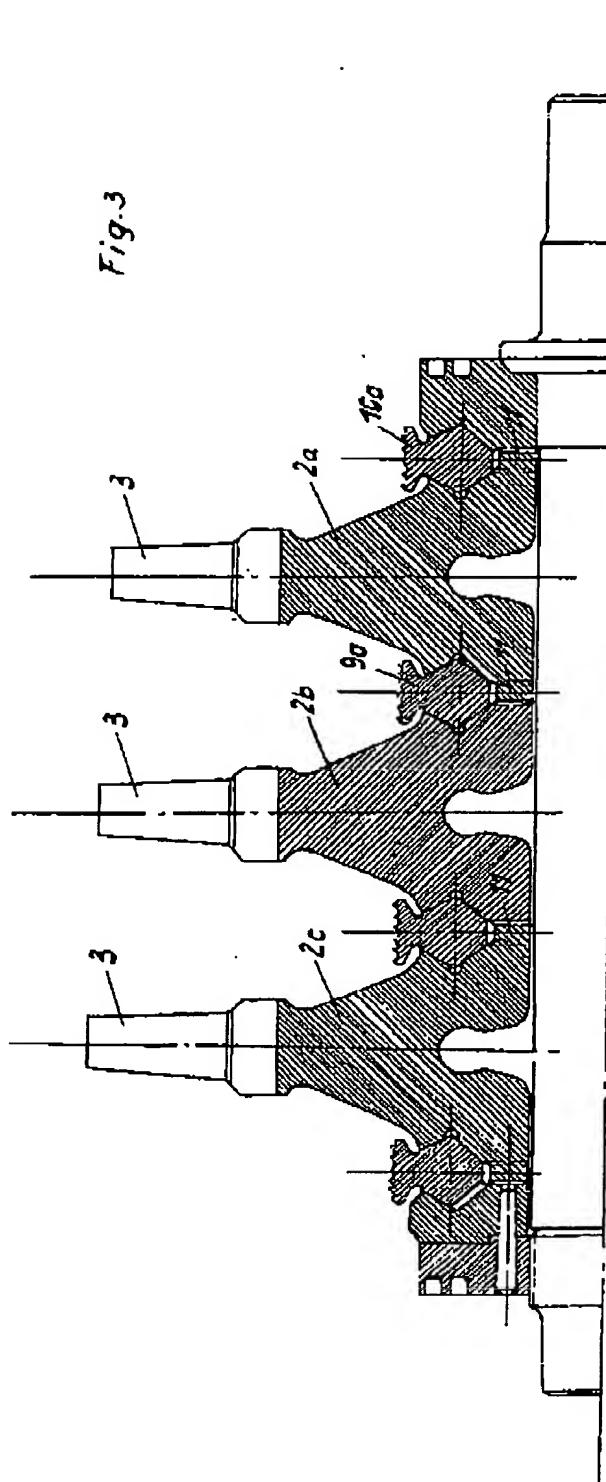
Fig. 2



BEST AVAILABLE COPY

Zu der Patentschrift 854 604  
Kl. 46 f Gr. 10

Fig. 3



REFT AVAILABLE COPY

Zu der Patentschrift 854 604  
Kl. 46f Gr. 10  
Blatt II

Fig.4

